

高温相变蓄热器数值模拟与实验研究

吴 斌 邢玉明

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院,北京 100191)

摘 要: 高温相变蓄热器是空间太阳能热动力发电系统的关键部件之一,相变材料(PCM)蓄热是其中的关键技术。对以 LiF-CaF₂ 为 PCM 和以干空气为工质的蓄热系统进行了地面实验,并分别建立了相应条件下填充纯 PCM 和泡沫复合相变材料(FCPCM)的蓄热单元管数学模型。经过数值计算得到结果表明,纯 PCM 蓄热单元管计算值与实验数据吻合得很好,表明了计算模型的有效性;此外,对填充纯 PCM 和 FCPCM 的蓄热单元管的计算结果进行了比较,结果表明,泡沫的填充强化了 PCM 的导热性能,提高了蓄热系统的热性能。

关 键 词: 蓄热器;相变材料;泡沫复合相变材料;热性能;PCM 传热

中图分类号:TK512 文献标识码:A

引 言

太阳能热动力发电系统(SDPS)是未来空间动力系统的重要选择之一。高温蓄热器作为 SDPS 的关键部件,容器内相变材料(PCM)的储/释热性能是衡量 SDPS 性能的主要指标^[1]。选择氟盐及其共晶混合物如 LiF 及 80.5LiF-19.5CaF₂ 作为 PCM,可以满足 SDPS 的使用要求,但氟盐存在两大缺陷:(1)导热性能较差;(2)固液相密度差大,相变过程中会发生较大的体积变化,形成空穴,空穴热阻很大,会恶化 PCM 的传热进而影响蓄热容器的使用寿命^[2-4]。因此,提高氟盐类 PCM 的导热性能和限制空穴恶化 PCM 传热的影响是提高蓄热器热性能的关键。

强化 PCM 导热的方式主要是添加高导热率填充物,如肋片、金属粉末、金属丝、碳纤维和泡沫等^[5-8],而填充泡沫与 PCM 复合而成的泡沫相变复合材料(FCPCM)的方法,泡沫骨架在强化 PCM 导热的同时还能分散空穴的分布,有效的限制空穴集中分布产生的恶化 PCM 传热的影响,因此,该技术

受到了国内外众多学者的关注。

高温相变蓄热实验研究的成本太高,国内的研究多以论证及数值研究为主。本研究在北京航空航天大学人机与环境工程实验室已初步开展的纯 PCM 容器换热单元管实验研究的基础上,建立了相应的数学模型,并通过与实验数据的对比分析验证了模型的准确性。此外,还建立了填充 FCPCM 的蓄热器单元管传热模型。通过与纯 PCM 容器传热模型的数值计算结果的对比分析,得出了相应的结论,为下一步填充 FCPCM 的蓄热器换热单元管的实验研究提供了理论依据。

1 实验系统及实验内容

根据实验参数要求和实验室设备条件,蓄热器单元管储/释热实验系统置于真空模拟舱中,实验方案如图 1 所示,系统主要由气源及供气系统、空气预热器、太阳模拟加热炉、实验件系统、温度测量与数据采集系统及空气排放冷却系统组成。太阳模拟器为一台专门设计的单面加热炉,由电炉的通断来模拟太阳日照期(66 min)和阴影期(27 min),单面加热炉均温区长 1 200 mm,高 80 mm,宽 80 mm,最高使用温度为 1 200 °C,加热功率 600~1 100 W;单元蓄热换热管从加热炉中通过,工质单元管上钎焊了 12 个环形 PCM 容器,PCM 容器和换热管材料选用 Haynes188,PCM 为 80.5LiF-19.5CaF₂ 混合物,PCM 容器尺寸为:内壁 $\phi 26 \times 1$ mm,外壁 $\phi 49 \times 1.5$ mm,两侧壁厚 1.5 mm,轴向长度为 25.4 mm,工质单元管尺寸为 $\phi 26 \times 1$ mm;管内换热工质为干空气,入口温度为 797~832 K,入口压力为 0.35~0.55 MPa;每个 PCM 容器的正上方和正下方同一位置处各布置一支 $\phi 0.55$ mm 的 NiCr-NiSi K 型热电偶,工质进出口温度采用两支 NiCr-NiSi 铠装热电偶测量,

收稿日期:2010-03-31; 修订日期:2010-05-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50876004)

作者简介:吴 斌(1983-),男,江西永丰人,北京航空航天大学博士研究生。

所有热电偶都接到自动数字采集箱的管座接口上，由连接的计算机进行温度的实时观测和记录。

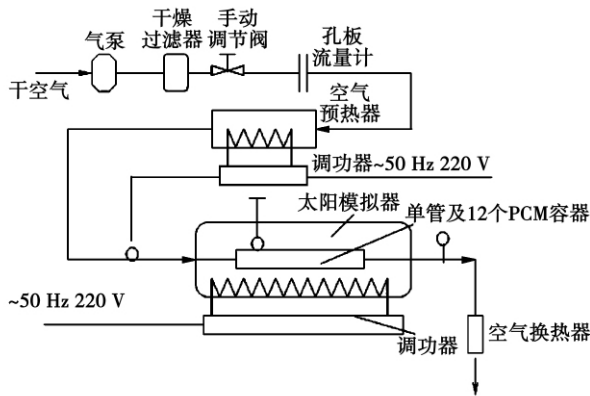


图1 实验方案示意图

实验将不同的气体工质流量、气体入口温度及太阳热流模拟加热炉输入功率3种参数进行组合，作为每个实验状态的设定参数，且该参数组合在一个或多个轨道周期内恒定，测试该状态下的单元管的储/释热性能。实验分为PCM容器蓄热和放热两个过程，经空气预热器加热至设定温度的工质在轨道周期内通过蓄热单元管，吸收PCM容器的释热；在模拟的太阳日照期内，太阳模拟加热炉开启加热PCM容器，此时为PCM蓄热过程；在模拟的太阳阴影期内，太阳模拟加热炉关闭，PCM释放热量来加热气体工质，此过程为PCM放热过程。

2 数学模型

2.1 纯PCM蓄热单元管数学模型

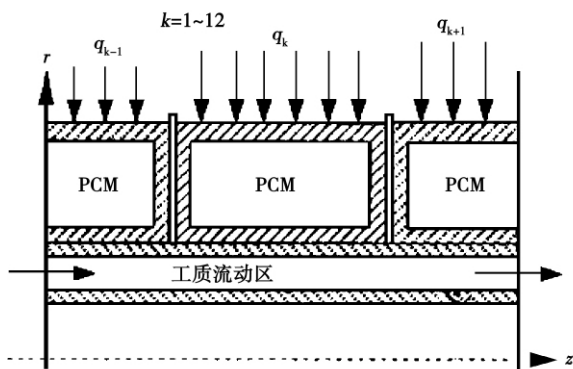


图2 蓄热单元管简化模型

蓄热单元管简化模型如图2所示，由于高温相变热计算模型极为复杂，因此在保证数值模型计

算结果准确性的前提下做了如下假设：(1) 忽略PCM相变过程中因浮力、Marangoni效应或PCM相变体积变化引起的对流运动；(2) PCM不透明；(3) 工质在管内的流动是充分发展的，且不考虑工质的径向导热和粘性耗散；(4) 忽略PCM容器壁与工质管壁间的接触热阻；(5) 空穴的分布和体积固定。

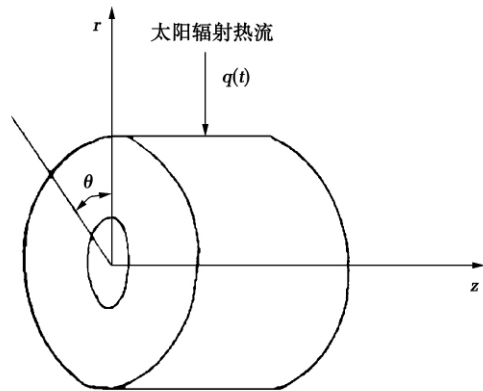


图3 单个PCM容器外形

图3为单个PCM容器外形图，对其建立三维柱坐标(r, theta, z)，采用焓形式的能量控制方程，表示如下：

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k r^2 \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \quad (1)$$

温度和焓通过下面的方程耦合：

$$T \begin{cases} T_m + h/c_{p,s} & h < 0 \text{ 固态 PCM} \\ T_m & 0 \leq h \leq l \text{ 糊态 PCM} \\ T_m + (h-l)/c_{p,l} & h > l \text{ 液态 PCM} \\ h/c_w & \text{容器及工质管壁} \end{cases} \quad (2)$$

控制单元体内PCM的液相分数f_l为：

$$f_l(T) = \begin{cases} 1 & T > T_m \\ h/l & T = T_m \\ 0 & T < T_m \end{cases} \quad (3)$$

糊态是熔化状态下PCM固液相混合物，糊态PCM的密度和导热系数可分别由固液相PCM按液相分数线性关系得到：

$$k_m = k_{p,s}(1-f_l) + k_{p,l}f_l \quad (4)$$

$$\rho_m = \rho_{p,s}(1-f_l) + \rho_{p,l}f_l \quad (5)$$

工质流体的能量控制方程为：

$$\rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f u \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{2h}{r_i} (T - T_f) + k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \quad (6)$$

式中：rho—密度；h—比焓；t—时间；T—温度；k—导热系数；c—比热容；T_m—PCM熔点；l—PCM相变潜

热; $q(t)$ —容器外表面的太阳辐射热流; 下标 p, w, s, l, m, f —PCM、容器壁、固态、液态、糊态和流质。

2.2 填充 FCPCM 的蓄热单元管数学模型

在建立填充 FCPCM 的蓄热单元管数学模型之前对图 2 所示模型做和上节几乎相同的假设,但是泡沫限制了空穴的集中分布,所以不需要假设(5)。容器、工质单元管和工质的能量控制方程和上节所列形式上是相同的,只需将式(1)和式(2)中相应的物性参数(导热系数、密度和比热容)改为 FCPCM 的有效热物性参数即可。

泡沫金属的结构和传热机理极为复杂,而填充 PCM 后的 FCPCM 的有效导热系数更难以计算,目前的研究理论大多采用立体骨架式相分布模型^[9-13],研究选取的孔隙单元为立方体,中间为填充的相变材料,四周为由正方形直棱柱组成的金属骨架。然后再利用“热电等效回路原理”计算该模型单元的有效导热系数。液态 PCM 在表面附着力的作用下,粘附在金属骨架附近,空穴应位于孔隙单元的中心位置;而在冷凝过程中,金属骨架良好的导热作用使得其周围的液态 PCM 最先凝固,并逐渐向中心扩展,直至全部凝固。虽然相变时空穴体积会发生变化,但是熔融状态和凝固状态下的空穴始终位于孔隙单元中心。本研究在立体骨架式相分布模型的基础上,根据 PCM 相变时的体积变化特点以及空穴在泡沫空隙中的分布规律,在传热模型中增加空穴子模型来考虑空穴的影响,采用文献[14]推导所得的 FCPCM 的有效导热系数的计算模型,该计算模型得到较好的实验验证^[14-15],FCPCM 的有效导热系数计算式为:

$$k_{\text{eff}i} = k_i \left((1 - \xi)^2 x_i + \frac{2\xi(1 - \xi)x_i}{1 - \xi + \xi x_i} + \frac{\xi^2(\xi^2 - \zeta_i^2)}{\xi^2 - \zeta_i^2 + \zeta_i^3} \right) \quad (7)$$

对应的 FCPCM 有效密度和有效比热为:

$$\rho_{\text{eff}} = \rho_{p,i} \varepsilon (1 - \gamma_i) + \rho_m (1 - \varepsilon) \quad (8)$$

$$c_{\text{eff}i} = [c_{p,i} \rho_{p,i} \varepsilon (1 - \gamma_i) + c_m \rho_m (1 - \varepsilon)] / \rho_{\text{eff}} \quad (9)$$

式中: x —骨架与 PCM 导热系数比; ζ, ξ —单元模型中 PCM 的边长、空穴边长与骨架边长之比; ε —泡沫孔隙率; γ_i —PCM 熔融状态时的空穴体积; 下标 eff, m —有效和泡沫骨架; 下标 $i=1$ 或 s , 分别代表 PCM 为融化状态和凝固状态。

2.3 初始和边界条件

蓄热容器沿 θ 轴的周向外表面吸收太阳辐射热,沿 z 轴的侧壁外表面为绝热,工质换热管内壁与

工质进行强迫对流换热。因此,边界条件为:

$$k \frac{\partial}{\partial r} [T(r_o, \theta, z, t)] = q(\theta, t) \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi \quad (10)$$

$$k \frac{\partial}{\partial r} [T(r_i, \theta, z, t)] = \alpha [T(r_i, \theta, z, t) - T_f(z, t)] \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} [T(r, \theta, 0, t)] = 0, \frac{\partial}{\partial z} [T(r, \theta, L, t)] = 0, \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi \quad (12)$$

式中: r_i, r_o —PCM 容器内、外径; α —空气对流传热系数; L —PCM 容器长度。

初始时容器内全部 PCM 均为固态,即初始条件为:

$$T(r, \theta, z, 0) = T_0 < T_m \quad (13)$$

数值模拟采用的工质流量为 8.7 g/s,工质进口温度为 523 °C,容器初始温度为 727 °C;采用镍作为泡沫骨架材料,泡沫孔隙率 0.95,孔径 0.5 mm,泡沫厚 1.6 mm;本研究所涉及的其它材料物性参数、轨道参数及其它边界条件对应的具体数据可参见文献[16]。

2.4 算法

采用 Fortran 程序语言进行编程仿真模拟计算,将换热单元管中模型按不同材料结构划分为 3 部分求解区域并各自划分网格,单个 PCM 容器模型的网格划分为 $12 \times 12 \times 8 (r \times \theta \times z)$,其中容器侧壁及外壁面各划分为一个网格,容器内壁及工质换热管壁化分为一个网格,PCM 部分网格均匀划分。将控制微分方程在以网格节点为中心的控制体积内用有限体积法进行数值离散,采用全隐式格式。在离散方程中,控制体积界面上的物性参数取两相邻节点导热系数的调和平均值。在求解 PCM 能量方程时,在每一个时间步内须对单元体积内 PCM 液相分数采用 Voller 提出的方法进行迭代更新计算^[17],直至收敛。采用块修正技术和交替方向的隐式格式 (ADI) 相结合的迭代方法求解离散方程组,并在每个时间步内对各控制方程进行耦合迭代求解,直至结果收敛。

3 结果与分析

图 4 为 4 个轨道周期内工质出口温度的计算结果与实验结果的对比。计算结果表明,纯 PCM 容器时,在轨道周期内,工质出口温度由日照期初的 539 °C 升至日照期末的 565 °C,阴影期末又降至 539 °C,进、出口温升在阴影期末为 26 °C;计算值变化范围

为 553 ~ 576 °C ,与实验结果对比 ,计算值比实验值总体上略高 ,主要是由于实验后期工质入口温度有所降低 ,但总的来说吻合得很好。此外 ,由 FCPCM 容器与纯 PCM 容器的计算结果比较可以看到 ,前者的工质出口温度变化范围为 566 ~ 577 °C ,在整个轨道周期内变化更为平缓 ,日照期末比阴影期末仅高出 11 °C ,低于纯 PCM 容器时的 26 °C ;此外 ,FCPCM 容器蓄热换热管的出口气体温度高于纯 PCM 容器蓄热系统 ,由此可见 ,填充泡沫强化了 PCM 的导热性能 ,提高了单元换热管的热性能。

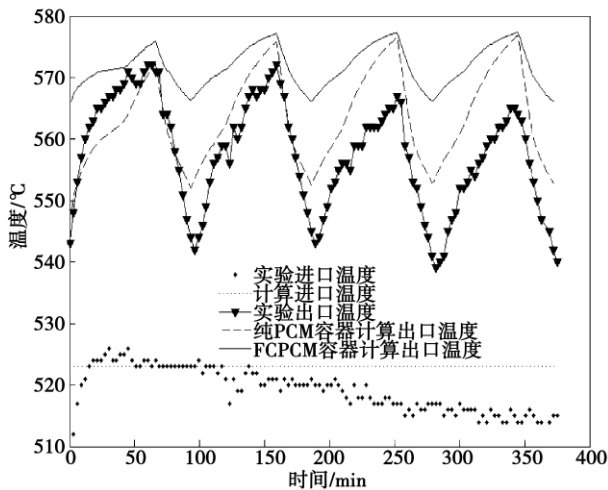


图 4 工质出口温度的计算结果与实验结果比较

图 5 为 4 个轨道周期内 PCM 容器最高壁温的计算结果与实验结果的对比。由图可见 ,从第三个轨道周期开始蓄热器基本上进入正规热状态 ,纯 PCM 容器时 ,容器最高壁温的实验测量值在日照期约从 752 °C 升至 887 °C ,阴影期末又降至 752 °C ,相应的计算值变化范围为 767 ~ 927 °C ,计算值略高于实验值可能是由于实验时系统存在漏热等原因导致容器表面实际加热热流小于计算取值 ;计算值和实验值的差值最大不超过 40 °C ,最大相对偏差小于 5% ,吻合较好 ,说明采用本研究的计算模型能较为准确的预测蓄热单元的热性能。此外 ,纯 PCM 容器和 FCPCM 容器最高壁温的计算结果比较可见 ,前者最高壁温变化范围在 767 ~ 927 °C 之间 ,变化幅度为 160 °C ,而后者最高壁温变化范围在 767 ~ 895 °C 之间 ,变化幅度为 130 °C ,后者容器的最高壁温和壁温波动都明显低于前者 ,这也就使得填充 FCPCM 的蓄热容器受到的热应力小于纯 PCM 容器 ,从而降低了蓄热容器和工质换热管热疲劳损坏的可能性 ,延长了系统的使用寿命。

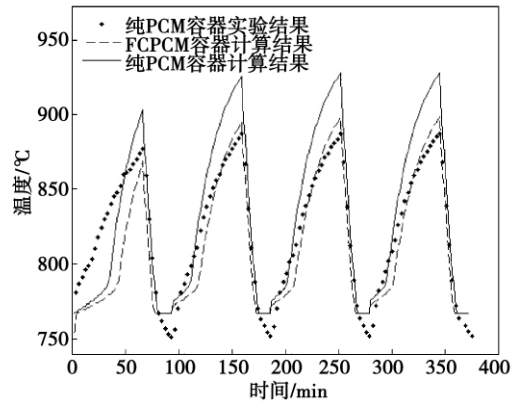


图 5 容器最高壁温的计算结果与实验结果比较

图 6 为纯 PCM 容器与 FCPCM 容器内 PCM 的熔化率的比较。由图可见 ,FCPCM 蓄热容器内的 PCM 熔化率变化范围为 0.367 ~ 0.732 ,纯 PCM 容器内 PCM 熔化率变化范围为 0.381 ~ 0.645 ,在蓄热过程中 FCPCM 容器内 PCM 熔化的更完全 ,在放热过程中 PCM 的凝固量基本相同 ,说明填充泡沫后 PCM 的储/释热性能得到提高 ,PCM 利用率的提高可减轻蓄热器的质量 ,实现轻量化 ,这对于降低 SDPS 的发射成本有非常重要的意义。

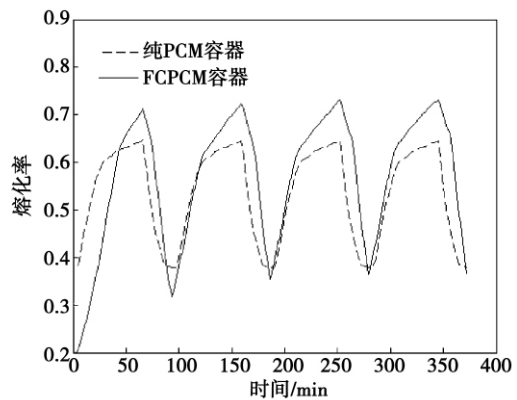


图 6 纯 PCM 容器与 FCPCM 容器内 PCM 的熔化率比较

4 结 论

分析了高温相变蓄热器的地面实验情况 ,对由纯 PCM 容器和 FCPCM 容器组成的蓄热单元管进行了数值模拟 ,并将计算结果与实验结果进行了对比 ,结果表明:

(1) 采用纯 PCM 容器的蓄热单元管 ,PCM 容器最高壁温、工质进出口温度等的计算值与实验数据

吻合得较好,从而很好地验证了本研究计算模型的可靠性和准确性;

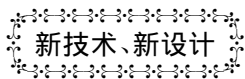
(2) 采用 FCPCM 容器的蓄热单元管与纯 PCM 容器时的容器最高壁温、工质出口温度、熔化率等蓄热单元管热性能参数计算值的结果比较表明,泡沫材料的填充强化了 PCM 的导热性能,提高了 PCM 容器的热性能。

在下一步的工作中将对填充 FCPCM 的蓄热器进行实验研究,在验证计算模型可靠性的基础上,改进计算模型,进一步提高模型的准确性,从而使数值计算可以更好的模拟和预测蓄热器的热性能,为蓄热器的设计和性能优化提供理论依据。

参考文献:

- [1] DON KNASEL ,DERIK EHRESMAN. Solar concentrator advanced development program final report [R]. NASA CR-485173 ,1989.
- [2] JOSEPH N ,KERSLAKE ,THOMAS W ,et al. Modeling cyclic phase change and energy storage in solar heat receivers [R]. AIAA - 97 - 2452 ,1997.
- [3] TAKESHI H ,HITOSHI N ,TSUTOMU F ,et al. Experimental study on stirling engine generator and solar receiver system for future space applications [R]. AIAA - 2000 - 2842 ,2000.
- [4] DUSTIN MILES O ,MIGRA ROBERT P ,JUHASZ ALBERT J. Advanced solar dynamic space power systems perspectives , requirements and technology needs [R]. NASA - TM - 88884 ,1987.
- [5] FOK S C ,SHEN W ,TAN F L. Cooling of portable hand-held electronic devices using phase change materials in finned heat sinks [J]. Int J Therm Sci ,2010 ,49: 109 - 117.
- [6] SIAPHPUSH A S ,O' BRIEN J E. Heat transfer performance of a porous metal foam/phase change material system ,part 2: melting [R]. AIAA 2006 - 3409 ,2006.
- [7] HONG SUNG TAE ,HERLING DARRELL R. Open-cell aluminum foams filled with phase change materials as compact heat sinks [J]. Scripta Material ,2006 ,55: 887 - 890.
- [8] CHENG WENLONG ,WEI WENJING. Theoretical analysis of phase change material storage with high porosity metal foams [J]. ACTA Solar Energy 2007 28(7) : 739 - 744.
- [9] BHATTACHARYA A V ,CALMIDI V ,MAHAJAN R. Thermophysical properties of high porosity metal foams [J]. Int J Heat Mass Transfer 2002 45: 1017 - 1031.
- [10] CALMIDI V V ,MAHAJAN R L. The effective thermal conductivity of high porosity fibrous metal foams [J]. J Heat Transfer ,1999 ,121: 466 - 471.
- [11] ZHANG H F ,GE X S ,YE H. Effective thermal conductivity of two-scale porous media [J]. Appl Phys Lett ,2006 ,75 , 899 - 908.
- [12] RAMVIR SINGH ,KASANA H S. Computational aspects of effective thermal conductivity of highly porous metal foams [J]. Appl Therm Engi 2004 24: 1841 - 1849.
- [13] OSAMA M ,KHALID L ,AHMED E. Carbon foam matrices saturated with PCM for thermal protection purposes [J]. Carbon ,2006 ,44: 2080 - 2088.
- [14] XU WEIQIANG ,YUAN XIUGAN ,LI ZHEN. Study of effective conductivity of metal foam composite phase change materials [J]. Journal of Functional Materials ,2009 40(8) : 1329 - 1332.
- [15] XU WEIQING ,YUAN XIUGAN ,XING YUMING. Effect of embedding nickel foam on solid-liquid phase change [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics ,2009 ,35 (10) : 1197 - 1200.
- [16] LINDA J R ,EDWARD P B ,ROBERT D C ,et al. Solar dynamic power system development for space station Freedom [R]. NASA - RP - 1310 ,1993.
- [17] VOLLER V R. Fast implicit finite-difference method for the analysis of phase change problems [J]. Numerical heat transfer ,Part B ,1990 ,17: 155 - 169.

(编辑 陈 滨)



蒸汽过热器管子非传统损坏的机理和原因

《Электрические станции》2010 年 7 月号叙说了 СКД(超临界压力) 动力装置锅炉蒸汽过热器非传统损坏的研究方法。

为了深入研究这些非传统损坏的机理和原因,利用所提出的研究金属损坏的方法是合理的。

研究表明,这些损坏从管子内表面一侧发展,并且与温度和其它已知因素的作用无关。提供了金属损坏研究的结果。

确定了工质的侵蚀性有机杂质在管子损坏过程中所起的重要作用。分析了上述损坏的代表性的特征。

提出了预防损坏的主要措施。防止超临界压力动力装置锅炉蒸汽过热器管子非传统损坏的主要预防措施包括规定装置工质内有机化合物含量的限额、使补水(除盐水) 和给水中存在的有机杂质减到最少、在装置过渡工况中不允许蒸汽过热器管子金属的温度明显波动。

(吉桂明 摘译)

+ IHX is 5% ~ 10% higher than that of TSCV + TGC and the optimum intermediate pressure of TSCV + TGC + IHX is about 5% ~ 15% lower than that of TSCV + TGC. The research findings can serve as basic data for development of high efficiency and energy-saving CO₂ heat pump hot water heater products operating in trans-critical cycles. **Key words:** thermodynamics ,CO₂ trans-critical dual-stage cycle ,recuperator ,performance analysis ,heat pump hot water heater

高温相变蓄热器数值模拟与实验研究 = **Numerical Simulation and Experimental Study of a High Temperature Phase-change Heat Accumulator** [刊, 汉] WU Bin , XING Yu-ming (College of Aeronautical Science and Engineering , Beijing University of Aeronautics and Astronautics , Beijing , China , Post Code: 100191) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 181 ~ 185

A High Temperature Phase-change Heat Accumulator constitutes a key component in a space solar energy thermal power generation system , of which the heat accumulation in the phase-change material (PCM) is regarded as a key technology. A ground surface experiment was performed of a heat accumulation system with LiF-CaF₂ serving as the PCM and dry air as a working medium. On this basis , the mathematical models were established respectively for the heat accumulation unit tubes filled with pure PCM and FCPCM (foam compound phase-change material) under the corresponding conditions. The numerical calculation results show that the calculated values of the pure PCM heat accumulation unit tubes are in very good agreement with the test ones , proving the validity of the calculation model. In addition , a comparison was made with the calculated value of the heat accumulation unit tubes filled with FCPCM. The comparison result indicates that filling with foam can strengthen the heat transfer performance of the PCM , thereby enhancing the thermal performance of the heat accumulation system. **Key words:** heat accumulator , phase-change material , foam compound phase-change material (FCPCM) , thermal performance , phase-change material (PCM) heat transfer

不可逆中冷焦耳—布雷顿功热并供系统焓分析 = **Exergy Analysis of an Irreversible Intercooled Joule-Brayton Power-and-heating Cogeneration System** [刊, 汉] XU Yi-lin , HUANG Yue-wu (College of Environment Science and Engineering , Donghua University , Shanghai , China , 201620) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 186 ~ 190

By employing an exergy analytic method of thermodynamics , taken into account respectively were the following factors: thermal resistance losses in high and low temperature side heat exchangers , heat recovery device side heat exchangers and intercoolers , and inner irreversible losses in the compressors and turbines. With the non-dimensional total output exergy and its efficiency serve as the target function and with the aid of a numerical analytic method , studied was the exergy performance of an irreversible intercooled Joule-Brayton power-and-heating cogeneration system with a constant temperature heat source. In addition , the influence of the main characteristic parameters on the non-dimensional total output exergy and its efficiency was also analyzed. The analytic results show that when the intermediate pressure ratio keeps constant but the overall pressure ratio changes , there exist a group of optimum operating parameters making the non - dimensional overall output exergy attain its maximum and also a maximal overall output exergy and efficiency as well as a group of corresponding optimum operating parameters. In such a case , to improve the heat exchange efficiency of the intercoolers can enhance the non - dimensional overall output exergy and efficiency. **Key words:** power and heating cogeneration , intercooling system , total output exergy , exergy efficiency